

заклучити, що вираження

$$\tau_{впр} = f\left(\min\left\{B_{ц}^{опр}; \left(B_{ц} + \Delta B_{ц}^{опр}\right)\right\}, p_{ак}^0\right) \times K_{мон} \times K_V \times K_{рег} \times K_{U12}$$

являється однозначно определяющим уравнением для построения алгоритма электронного управления топливоподачей дизеля с системой Common Rail. Реализация вычислений с помощью этого уравнения выполняется путем интерполяции табличных значений приведенных выше факторов, а именно:

$$B_{ц}^{опр} = f(p_s, T_s), \Delta B_{ц}^{опр} = f(T_{охл}, n), \\ \tau_{впр}^* = f(B_{ц}^*, p_{ак}^0), K_{мон} = f(T_{мон}), K_V = f(X, n), \\ K_{рег} = f(n), K_{U12} = f(U) \text{ и базовой таблицы } B_{ц} = f(X, n).$$

Значения параметров для перечисленных таблиц могут быть найдены в результате экспериментальных или численно-экспериментальных исследований на конкретном дизеле.

Кроме того, для завершения создания алгоритма необходимо:

1. Разработать структурную схему реализации алгоритма с учетом синхронизации управляющих сигналов с рабочим процессом дизеля.

2. Дополнить алгоритм управления зависимостями, обеспечивающими вычисление величин управляющих сигналов на режимах пуска, прогрева и холостого хода двигателя.

#### Список литературы:

1. Пинский Ф. И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания: учебное пособие / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк. – М.: «Легион-Автодата» – 2001. – 136 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ. «За рулем» – 2004. – 485 с.
3. Прохоренко А.А. Базовая характеристика управления топливоподачей дизеля, оснащенного системой Common Rail / А.А. Прохоренко, Д.В. Меишков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. С. 39–44.
4. Парсаданов И.В. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. С. 34–37.
5. Марченко А.П. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Меишков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С.98–101.
6. Хрящев Ю.Е. Электроника корректирует подачу топлива в дизель / Ю.Е. Хрящев, Л.В. Матросов, А.М. Трепов, В.Н. Полягошко // Автомобильная промышленность. – 2001. – №7. – С.13–16.

УДК 621. 43. 016

О.В. Триньов, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук,  
С.В. Обозний, інж., В.П. Куць, магістр, О.М. Клименко, студ.

### ОЦІНКА МЕХАНІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У ВИПУСКНИХ КЛАПАНАХ МЕТОДАМИ ТЕНЗОМЕТРІЇ

Напружено-деформований стан випускного клапана формується під впливом механічних і температурних факторів. Безумовно, що найбільш надійну інформацію щодо рівня механічної і теплової напруженості можна отримати в ході моторного експерименту, але при цьому суттєво зростають складність, вартість, тривалість такого випробування, проявляється вплив температурного фактора на роботу датчиків, зокрема тензометричних. В той же час розроблені математичні моделі випускного клапана та клапанного вузла дозволяють проаналізувати вплив на формування ТНС як лише механічних навантажень, так і лише температурних. Зазначений момент і був використаний при проведенні безмоторного експерименту з тензометрії. Метою проведеного експерименту було також уточнення вибраної схеми закріплення клапана при розгляді задачі механіки.

Слід зазначити, що подібні експерименти проводилися і раніше. Так в роботі [1] визначався вплив жорсткості тарілки клапана дизеля 4 ЧН 12/14 СМД-14 на інтенсивність зношення клапанного гнізда в головці циліндрів і опорної фаски клапана. Збільшення жорсткості клапана досягалося за рахунок збільшення радіуса галтелі тарілки. Було встановлено, що за рахунок збільшення жорсткості орієнтовно на 25 % на режимах номінальної потужності дизеля в межах 300 годин випробування зношення зменшилося майже в два рази. Отримані результати [1] свідчать про те, що пружна деформація тарілки суттєво впливає на зношення спряження клапана з гніздом в головці циліндрів. В експерименті також було встановлено, що величина прогинання тарілки змінюється лише в перетинах поблизу зовнішніх діаметрів тарілки. При цьому експериментальне дослідження деформації та-

рілки проводилося на спеціально розробленому пристрої. Клапан встановлювався в корпусі, який повторював в зоні спряження конструкцію серійної головки циліндрів. Клапан навантажувався зі сторони тарілки гідравлічним шляхом, тиск моторного мастила, яке використовувалося в експерименті, контролювався манометром. Деформації тарілки в окремих точках тороїдальної поверхні тарілки контролювалися мікрометричним індикатором, загальна деформація клапана замірялася по переміщенню стрижня клапана. Отримані експериментальні результати порівнювалися з розрахунком, проведеним на основі аналітичної моделі, побудованій з використанням теорії тонкої круглої пластини змінної товщини [1, 2].

Ідея, запропонована в роботі [1], була в основному використана і в нашому безмоторному експерименті, але в даному випадку деформації визначалися методами тензометрії і порівнювалися з розрахунковими деформаціями і відповідними напруженнями, отриманими методами математичного моделювання ТНС клапана.

Основним елементом безмоторного стенду в даному випадку є складений корпус, представлений на рис. 1. Верхня деталь повторює відповідну зону головки циліндрів (сідло, напрямна втулка), нижня деталь – фланець служить, по-перше, для утворення герметичного об'єму під тарілкою клапана і, по-друге, для приєднання до гідравлічної системи вантажопоршневого манометричного стенду. Тиск масла задається еталонним навантаженням і контролюється манометром.



Рис. 1. Загальний вигляд складеного корпусу з встановленим клапаном

Для проведення експерименту були препаровані тензодатчиками чотири варіанти випускних клапанів швидкохідного дизеля 4ЧН12/14: серійний клапан зі сталі 4Х9С2; серійний клапан зі сталі ЭИ69, який використовується на дизелях з більш високим рівнем форсування; порожнистий клапан зі сталі 4Х9С2; клапан зі зменшеним до  $R = 10$  мм (замість  $R = 19$  мм) радіусом галтелі тарілки клапана. Таким чином, експеримент мусив дати відповідь про вплив механічних властивостей клапанних сталей та геометрії тарілки, як зовнішньої так і внутрішньої, на деформовано-напружений стан клапана, а також підтвердити адекватність вибраної схеми закріплення. Окремий варіант клапана, про який йшла мова, представлено на рис. 2.



Рис. 2. Дослідний варіант клапана

На кожному з клапанів встановлювалося 5 тензодатчиків серії КФ 4П1-5-200-Б-12, з коефіцієнтом тензочутливості  $k = 2,09 \pm 0,01$ . Для закріплення датчиків в контрольних зонах тарілки клапана використовувався органічний клей ціакрин ЕО з холодним затвердінням. Схема розміщення чотирьох контрольних датчиків на тарілці і одного компенсаційного на стрижні клапана наведена на рис. 3.

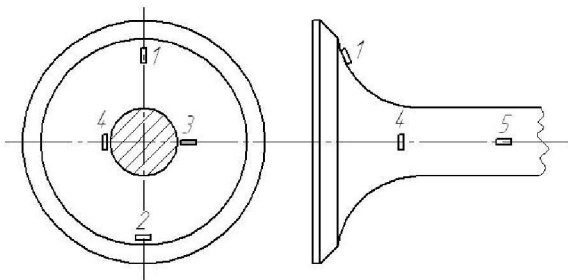


Рис. 3. Схема розміщення тензодатчиків

Датчики 1 і 3 реагують на деформації радіальні, а 2 і 4 – колові. Як витікає з попередньо проведених розрахункових досліджень, саме в зазначених напрямках спостерігаються деформації і напруження, які значно переважають інші складові напруженого стану.

Для вимірювання деформацій в експерименті застосовується вимірювач статичних деформацій ИСД-3. В приладі використовується зрівноважена мостова схема з вимірюванням нульовим методом. Контрольні (робочі)  $R_i$  та компенсаційні  $R_k$  датчики складають два плеча зовнішнього напівмоста, який підключається при вимірюваннях до ИСД-3. Величина деформації (з коефіцієнтом тензочутливості датчиків  $k = 2$ ) визначається по різниці відліків до та після навантаження, помножена на ціну поділки шкали реохорда, яка в даному випадку складає  $1 \cdot 10^{-5}$ , тобто відносна деформація  $\varepsilon = \varepsilon_i \cdot 10^{-5}$  відносних величин деформації, де  $\varepsilon_i$  – різниця відліків в поділках шкали реохорда (абсолютна величина) до і після прикладення навантаження. Схема підключення

Таблиця 1. Відносні деформації  $\varepsilon_i$  в контрольних зонах серійного клапана  
Матеріал клапана – сталь ЭИ69

ня робочих і компенсаційного датчиків показана на рис. 4.

Скориставшись законом Гука, можемо визначити відповідні радіальні і колові напруження у виділених контрольних зонах:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E,$$

де  $E$  – модуль пружності для клапанної сталі.

Загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис. 5.

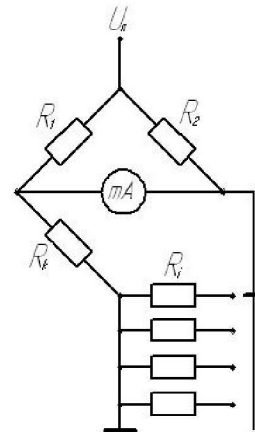


Рис. 4. Схема підключення датчиків



Рис. 5. Загальний вигляд експериментальної установки

В ході проведеного експерименту для чотирьох варіантів випускних клапанів були отримані наступні результати, представлені в таблицях 1, 2, 3, 4.

№ зони	Навантаження, кг/см <sup>2</sup>								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-5	-9	-14	-18	-21	-26	-31	-35	-39
2	-1	-2	-2	-3	-4	-5	-6	-6	-7
3	-1	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-4	-5
4	0	0	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-3

Таблиця 2. Відносні деформації  $\varepsilon_i$  в контрольних зонах порожнистого клапана

Матеріал клапана – сталь 4Х9С2

№ зони	Навантаження, кг/см <sup>2</sup>								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-7	-12	-17	-21	-26	-31	-35	-39	-42
2	-5	-9	-17	-22	-27	-32	-35	-37	-45
3	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-8	-9
4	0	0	-1	-1	-1	-2	-2	-2	-3

Таблиця 3. Відносні деформації  $\varepsilon_i$  в контрольних зонах серійного клапана

Матеріал клапана – сталь 4Х9С2

№ зони	Навантаження, кг/см <sup>2</sup>								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-3	-7	-10	-13	-17	-21	-24	-27	-30
2	-1	-2	-3	-3	-4	-4	-5	-6	-6
3	-1	-3	-4	-5	-7	-8	-9	-11	-11
4	-2	-2	-3	-3	-4	-4	-4	-5	-5

Таблиця 4. Відносні деформації  $\varepsilon_i$  в контрольних зонах серійного клапана зі зменшеним радіусом галтелі тарілки

Матеріал клапана – сталь 4Х9С2

№ зони	Навантаження, кг/см <sup>2</sup>								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-6	-11	-15	-20	-24	-29	-33	-37	-41
2	-1	-2	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-11
3	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-4

## Висновки

Вибірковий, порівняльний аналіз розрахункових і експериментальних даних виявив розбіжності в межах 10-15 %, що підтверджує правильність обраної схеми закріплення при розв'язанні задачі механіки. Визначення впливу геометрії тарілки на її напружено-деформований стан потребує більш детального аналізу на основі математичної моделі ТНС клапанного вузла.

## Список літератури:

1. Ерёмко Б.С. Аналитическое и эквивалентное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки цилиндров / Б.С. Ерёмко, И.Л. Рудерман // Двигатели внутреннего сгорания. – 1969. – Вып.11. – С. 97-104.
2. Ерёмко Б.С. Исследование износа гнезда и фаски клапана дизеля СМД-14 / Б.С. Ерёмко, В.Ю. Ваятель // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1966. – №6. – С. 45-52.